

КРАТКИЕ СООБЩЕНИЯ

УДК 621.175

Гидравлическое сопротивление при течении конденсирующегося пара в трубах*

А.И. Леонтьев, О.О. Мильман

Научно-производственное внедренческое предприятие «Турбокон», Калуга

E-mail: turbocon@kaluga.ru

Выявлена зависимость параметров процесса конденсации пара в трубах и каналах от схемы движения охлаждающего теплоносителя: противотока, прямотока, перекрестного тока. Потери полного давления пара при противотоке больше, чем при прямотоке или перекрестном токе. Выполнена оценка потерь давления по различным моделям расчета в зависимости от схемы движения, результаты сопоставлены с экспериментальными данными.

Ключевые слова: пар, конденсация, труба, скорость, потеря давления, трение, паросодержание.

Схема движения теплоносителей может влиять на процесс теплообмена при конденсации в параллельных каналах [1]. Мы рассмотрим случаи, когда пар с незначительным содержанием неконденсирующихся газов полностью конденсируется внутри трубы длиной ℓ_0 или часть его отсасывается газоудаляющим устройством, т.е. расходное массовое паросодержание смеси на выходе $x \geq 0$.

Для дальнейших расчетов примем допущение, что расход пара по мере конденсации описывается уравнением:

$$G = G_0 \left[(1 - F/F_0)^m + x \right] = G_0 \left[(1 - \ell/\ell_0)^m + x \right], \quad (1)$$

где G_0 — расход пара на входе при полной конденсации в трубе; F_0 , ℓ_0 — полные поверхность конденсации и длина трубы, а F , ℓ — их часть по ходу движения пара; m — показатель степени, учитывающий характер уменьшения расхода по мере конденсации пара. В дальнейшем используем соотношения: $\bar{F} = F/F_0$, $\bar{\ell} = \ell/\ell_0$, $\bar{G} = G/G_0$.

В зависимости от условий охлаждения расход пара может изменяться по-разному. Для случая противотока или прямотока изменения расхода по длине трубы будет различным. Это иллюстрируют графики изменения температуры и расходов на рис. 1, где t_s — температура насыщения, t_w — температура охлаждающей среды, Δ_1 , Δ_2 — разность температур $t_s - t_w$ на входе и выходе теплообменника. Здесь же с учетом данных работы [2] нанесены величины расходов \bar{G} , определенные при постоянном значении коэффициента

* Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России (проект RFMEFI57914X0031).

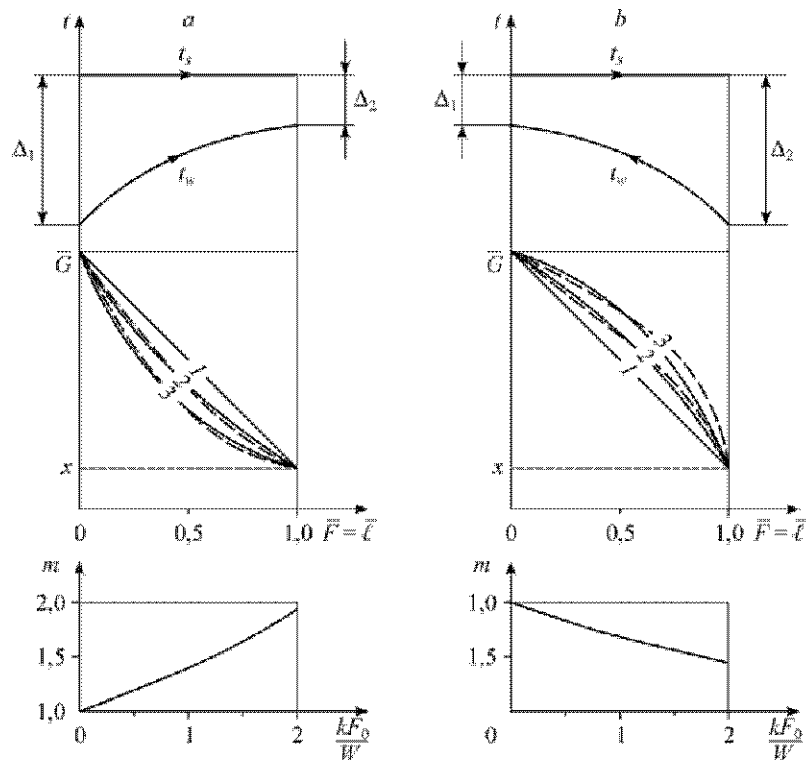


Рис. 1. Изменение температуры, относительного расхода пара и показателя степени m в уравнении (1) при конденсации в трубе при прямотоке (а) и противотоке (б).

$kF_0/W = 0$ (1), 1 (2), 2 (3), где k — коэффициент теплопередачи, $W = G_w c$ — произведение расхода на теплоемкость охлаждающей среды; линии: сплошная — расчет по (1), штриховая — расчет по [2].

теплопередачи, графики для определения показателя m и кривые, аппроксимирующие эти зависимости по уравнению (1). Из рассмотрения рис. 1 следует, что поскольку темп уменьшения расхода при прямотоке в начале трубы выше, чем при противотоке, то потери давления будут меньше.

Далее рассмотрим две физические модели расчета потерь давления: а) квадратичная зависимость потерь давления от скорости пара, б) потеря импульса продольного (осевого) движения из-за поперечного потока пара при конденсации.

При плотности пара ρ и коэффициенте трения ξ потери давления от вязкого трения пропорциональны квадрату скорости w :

$$dp = \frac{\xi}{d} \frac{\rho w^2}{2} d\ell. \quad (2)$$

Произведем в выражении (2) замены для трубы длиной ℓ_0 : $\bar{w} = w/w_0$ и $d\bar{\ell}/\ell_0 = d\bar{F}$, тогда $dp = \xi \frac{\ell_0}{d} \frac{\rho w_0^2}{2} \bar{w}^2 d\bar{F}$. Учитывая, что $\xi \frac{\ell_0}{d} \frac{\rho w_0^2}{2} = \Delta p_0$ — потери давления от вязкого трения при отсутствии конденсации в трубе длиной ℓ_0 , используя уравнение (1), получим $d\bar{p} = dp/\Delta p_0 = [(1 - \bar{F})^m + x]^2 d\bar{F}$, после интегрирования в пределах $\bar{F}(0,1)$ имеем

$$\bar{\Delta p} = 1/(2m+1) + 2x/(m+1) + x^2. \quad (3)$$

При значениях $kF_0/W = 1$ и $x = 0$ для прямотока $m = 1,4$, для противотока $m = 0,71$ и расчетные потери давления при противотоке в 1,6 раза больше, чем при прямотоке.

Рассмотрим далее модель течения с потерей импульса. В соответствии с [3] изменение давления при конденсации движущегося пара можно представить уравнением $dp = C_f (\rho w^2/2) dF/S$, где коэффициент трения $C_f = 2q/r\rho w$, q , r — плотность теплового потока и теплота фазового перехода; $dF = \pi d \cdot dl$ — дифференциал поверхности трения в трубе сечением $S = \pi d^2/4$. Пренебрегая изменением диаметра, связанным с толщиной пленки конденсата, после подстановок и преобразований получим:

$$dp = \left(\frac{2q}{r}\right) \frac{2w_0 \ell_0}{d} \bar{w} d\bar{\ell}, \quad (4)$$

потери давления на длине $\bar{\ell} = 1$ определены интегрированием (4) с учетом (1):

$$\Delta p = 4 \left(\frac{q}{r}\right) \frac{w_0 \ell_0}{d} \left(\frac{1}{m+1} + x\right). \quad (5)$$

При $kF_0/W = 1$ и $x = 0$ расчетные потери давления при противотоке больше, чем при прямотоке в 1,41 раза.

Экспериментальная проверка проводилась на стенде [4], схема которого представлена на рис. 2. К трубе 4 диаметром 25×2 мм из стали 12Х18Н10Т, установленной под углом 60° к горизонту, подается водяной пар от электрического парогенератора 1 с расходом 0,5–10 г/с. Пар конденсируется, теплообменная труба на длине 2,3 м охлаждается с внешней стороны водой, протекающей в кольцевом зазоре. Течение воды и пара — прямоточное или противоточное с расходом воды 0,06–0,3 кг/с. Перепад полных давлений измеряется с помощью U-образного водяного дифференциального манометра от точки входа до выхода из теплообменных труб, потери давления на входе измеряется с помощью зонда статического давления на входе в трубу (рис. 2б). В схеме подачи охлаждающей воды предусмотрена возможность быстрого (0,5±1 сек) переключения

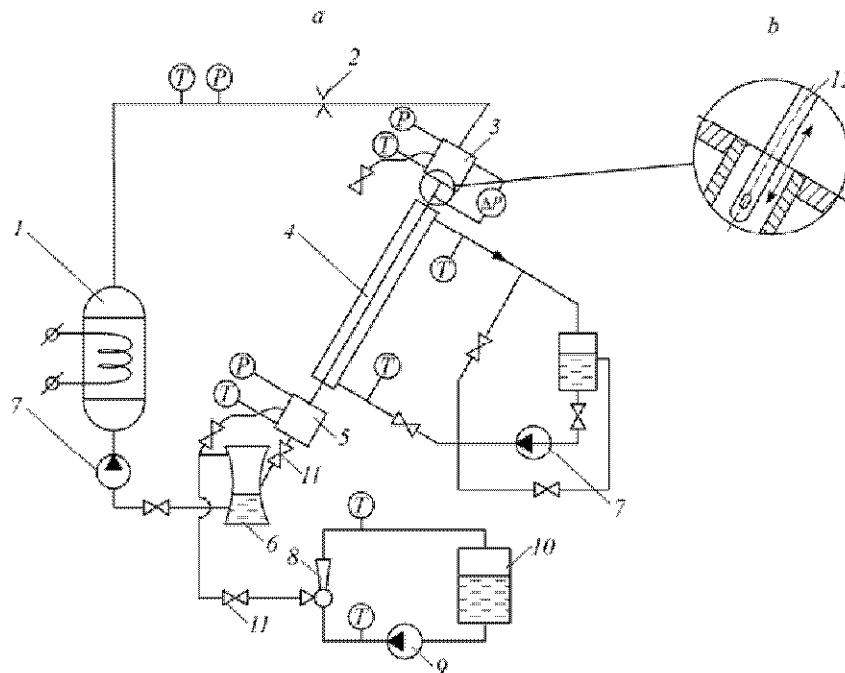


Рис. 2. Принципиальная схема экспериментального стенда.
1 — электрический парогенератор, 2 — расходомерное сопло, 3, 5 — верхний и нижний коллекторы,
4 — труба-конденсатор, 6 — бак сбора конденсата, 7, 9 — насосы, 8 — водоструйный эжектор,
10 — бак циркуляционный, 11 — клапан, 12 — зонд.

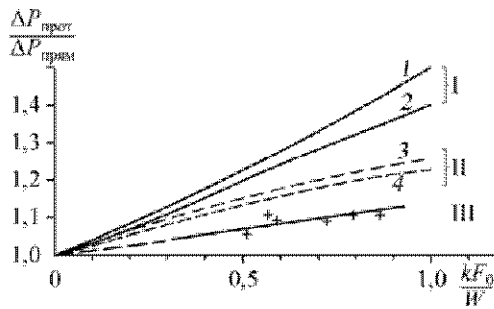


Рис. 3 Соотношение потерь давления конденсирующегося пара при прямотоке и противотоке.

I — расчет по (3), II — расчет по (5), III — эксперимент. $x = 0,2$ (1), $0,3$ (2), $0,2$ (3), $0,3$ (4).

направления ее течения с противотока на прямоток и обратно с сохранением неизменными расходов пара и воды.

В состав измеренных потерь входят потери давления на входе в трубу ($\Delta p_{вх}$), линейные потери на трение ($\Delta p_{тр}$), а также восстановление давления ($\Delta p_{тор}$), связанное с уменьшением скорости пара по мере конденсации: $\Delta p_{из} = \Delta p_{вх} + \Delta p_{тр} - \Delta p_{тор}$.

Величину $\Delta p_{тор}$ можно рассчитать по уравнению [5]: $\Delta p_{тор} = G_0 (w_0 - xw_0)(1/S)$. Следовательно, можно записать величину потерь давления на трение следующим образом: $\Delta p_{тр} = \Delta p_{из} - \Delta p_{вх} + \Delta p_{тор}$. Отнесем эту величину к динамическому напору на входе в трубу $\Delta p_{дин} = \rho w_0^2/2$ и вычтем потери входа $\xi_{вх} = 0,517$, определенные с помощью зонда:

$$\overline{\Delta p_{тр}} = \Delta p_{тр} / \Delta p_{дин} = (\Delta p_{из} / \Delta p_{дин}) - \xi_{вх} + 2(1 - x).$$

На рис. 3 приведены результаты обработки данных испытаний в координатах $(\Delta p_{тр})_{прот} / (\Delta p_{тр})_{прям} = f(kF_0/W)$. Здесь же приведены расчетные значения этого отношения для $x = 0,2$ и $0,3$, что характерно для опыта по обеим физическим моделям.

Заключение

1. Теоретический анализ и экспериментальные исследования выявили зависимость параметров процесса конденсации пара в трубах и каналах от схемы движения охлаждающего теплоносителя: противотока, прямотока, перекрестного тока. В частности, показано, что потери давления конденсирующегося пара при противотоке всегда больше, чем при прямотоке или перекрестном токе.

2. Основными параметрами, определяющими это соотношение потерь давления, являются массовое расходное паросодержание на выходе (x) и величина $kF/(cG_w)$. С ростом $kF/(cG_w)$ отношение $\Delta p_{прот}/\Delta p_{прям}$ увеличивается, с ростом x — уменьшается, при $kF/(cG_w) \rightarrow 0$ отношение $\Delta p_{прот}/\Delta p_{прям} \rightarrow 1$.

3. Анализ экспериментальных данных показал, что модель расчета потери давления с учетом изменения импульса продольного течения дает лучшее согласие с экспериментом, чем модель квадратичной зависимости.

Список литературы

1. Milman O.O., Spalding D.B., Fedorov V.A. Steam condensation in parallel channels with nonuniform heat removal in different zones of heat-exchange surface // Int. J. Heat Mass Transfer. 2012. Vol. 55, No. 21–22. P. 6054–6059.
2. Справочник по теплообменным аппаратам. Т.1. М.: Энергоатомиздат, 1987. 559 с.
3. Теория теплообмена / Под ред. А.И. Леонтьева. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998. 683 с.
4. Федоров В.А., Мильман О.О., Шифрин Б.А., Ананьев П.А., Дунаев С.Н., Кондратьев А.В., Птахин А.В. Результаты экспериментальных исследований теплогидравлических процессов при конденсации пара внутри наклонной трубы // Теплофизика высоких температур. 2014. Т. 52, № 2. С. 329–332.
5. Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А., Соловьев С.Л. Теплообмен в ядерных энергетических установках. М.: МЭИ, 2003. 548 с.

Статья поступила 4 августа 2014 г.,
после доработки — 10 сентября 2014 г.